

Trocadores de Calor

PLANO DE ESTUDOS

Transferência de Calor em Trocadores



OBJETIVOS DE APRENDIZAGEM

- Apresentar os diversos tipos de dispositivos e configurações de equipamentos de transferência de calor.
- Estudar o conceito de média logarítmica das temperaturas junto do coeficiente global de transferência de calor.
- Abordar os principais aspectos a serem considerados ao analisar um trocador de calor.

A photograph of an industrial facility, likely a refinery or chemical plant. The image shows a complex network of metal structures, including walkways, railings, and large cylindrical tanks. A prominent feature is a large, horizontal, cylindrical heat exchanger with a ribbed exterior, situated on a raised platform. The background is a clear sky, and the overall lighting is bright, suggesting daytime. The image is partially obscured by a white rectangular box containing the title.

Tipos de Trocadores de Calor

Prezado(a) aluno(a), agora que você já aprendeu os fundamentos sobre os fenômenos da transferência de calor, dedicaremos esta unidade ao estudo dos chamados trocadores de calor – equipamentos utilizados para promover a troca térmica entre dois fluidos bastante utilizados na indústria. Perceba que, baseado nesta definição, equipamentos que aquecem uma corrente através de fogo direto, resistências elétricas e demais processos são chamados apenas de aquecedores, pois não envolvem duas correntes de fluidos.

Evidentemente, para que haja troca térmica, é necessário ter diferença de temperatura entre os dois fluidos. Assim, um trocador de calor envolve um fluido quente (aquele que fornece calor) e um fluido frio (aquele que recebe calor). Apesar de parecer óbvio, isto tem implicações significantes no desempenho energético de um processo, pois o calor pode ser recuperado.

Para deixar este conceito mais claro, imagine a seguinte situação: você possui duas correntes, A e B. A corrente A está a uma temperatura de 100 °C e precisa ser resfriada. Paralelamente, a corrente B está a uma temperatura de 30 °C e precisa ser aquecida. Então, sendo a corrente A o fluido quente e a corrente B o fluido frio, um trocador de calor pode ser utilizado para recuperar parte da energia da corrente A, transferindo-a para a corrente B. Esta manobra leva a uma economia de energia no processo, reduzindo a demanda de correntes de utilidades (água de resfriamento e vapor de aquecimento, por exemplo).

Note que diversos equipamentos, apesar de serem frequentemente chamados por outros nomes, são essencialmente trocadores de calor, como os condensadores e re-fervedores de colunas de destilação, que promovem troca de calor latente, geralmente utilizando água (fluido frio do condensador) e vapor (fluido quente do refeedor).

Dito isso, nosso foco estará mais direcionado em estudar os trocadores de calor que promovem troca térmica apenas entre correntes de processo (ou seja: sem o uso de correntes de utilidades e outros mecanismos, não englobando os equipamentos mencionados anteriormente), os quais são comercialmente chamados de “trocadores de calor”, de fato.



Figura 1 - Trocadores de calor em uma refinaria

Geralmente, a transferência de calor em trocadores acontece por meio de dois mecanismos: pela convecção em cada fluido e pela condução na parede que os separa. Como estudamos, a área de troca térmica é um aspecto chave neste fenômeno (lembre-se das equações da Lei de Fourier da Condução e da Lei de Newton do Resfriamento), de modo que conhecer a configuração estrutural dos trocadores de calor é fundamental para uma análise do seu funcionamento e desempenho.

Antes de classificarmos os principais tipos de trocadores existentes, vamos tomar um momento para ponderar o contexto em que nos encontramos. A indústria, no geral, trabalha com diversos fluidos, cada um com suas propriedades (como viscosidade, densidade e calor específico). Ainda, cada processo apresenta uma dada finalidade (por exemplo, para produção alimentícia, química ou farmacêutica), e o engenheiro não deve estar somente preocupado com o desempenho e lucratividade do processo, mas também com relação a aspectos, como segurança, viabilidade técnica, necessidade de manutenção dos equipamentos e muitos outros detalhes intrínsecos a cada indústria.

Com isso em mente, é razoável concluir que diferentes configurações de processos e equipamentos são criadas para melhor atender necessidades específicas. Naturalmente, isto também é válido para os trocadores de calor, sendo que sua principal diferenciação é dada em termos de sua geometria, destacando-se os trocadores dos tipos: tubo duplo (“*double pipe*”), casco e tubo (“*shell and tube*”) e de placas (“*plate*”).

O modelo mais simples de trocador de calor é o chamado trocador de tubo duplo, que consiste essencialmente em dois tubos concêntricos (veja a Figura 2), em que um dos fluidos escoa pelo tubo de diâmetro menor e o outro escoa pelo espaço anular entre os dois tubos. Geralmente, este tipo de trocador apresenta dois trechos retos com conexões nas extremidades dos tubos.

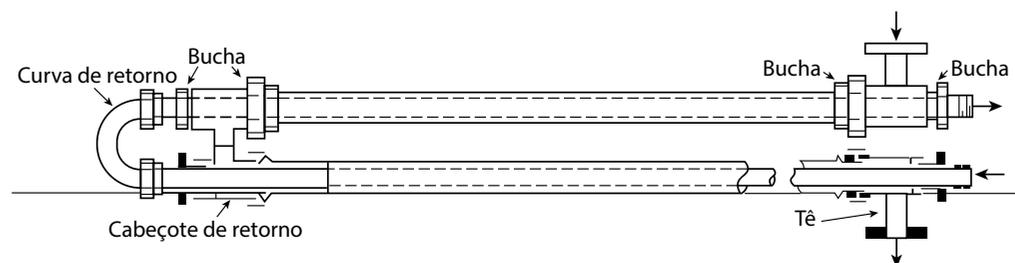


Figura 2 - Trocador de calor tubo duplo
Fonte: Araújo (2002, p. 7).

Orientando-se pela figura, repare que não há mistura entre os dois fluidos, de modo que a transferência de calor ocorre através da parede do tubo interno. Esta formação estrutural em “U” é, às vezes, chamada de “grampo” (em inglês *hairpin*), e conectando vários destes em sequência, pode-se alcançar uma área de troca térmica considerável.

Além disso, repare que duas formas de escoamento são possíveis: o escoamento paralelo, em que ambos os fluidos entram no trocador pela mesma extremidade ou o escoamento contracorrente, em que os fluidos entram no trocador por extremidades opostas entre si. Talvez não seja imediatamente intuitivo, mas é crucial perceber que o desempenho e o funcionamento do trocador serão diferentes para os dois tipos de escoamento.

Para o escoamento paralelo, as temperaturas dos dois fluidos tendem a se aproximar e a diferença de temperatura ao longo do trocador diminui significativamente. Por outro lado, para o escoamento contracorrente, o fluido frio pode sair do equipamento mais quente do que o próprio fluido quente sai, e as diferenças de temperatura entre os dois fluidos ao longo do trocador apresentam menor variação. A Figura 3 representa de forma simplificada estas duas situações. Nos diagramas de temperatura, repare que a seta nas curvas serve para indicar a direção dos escoamentos.

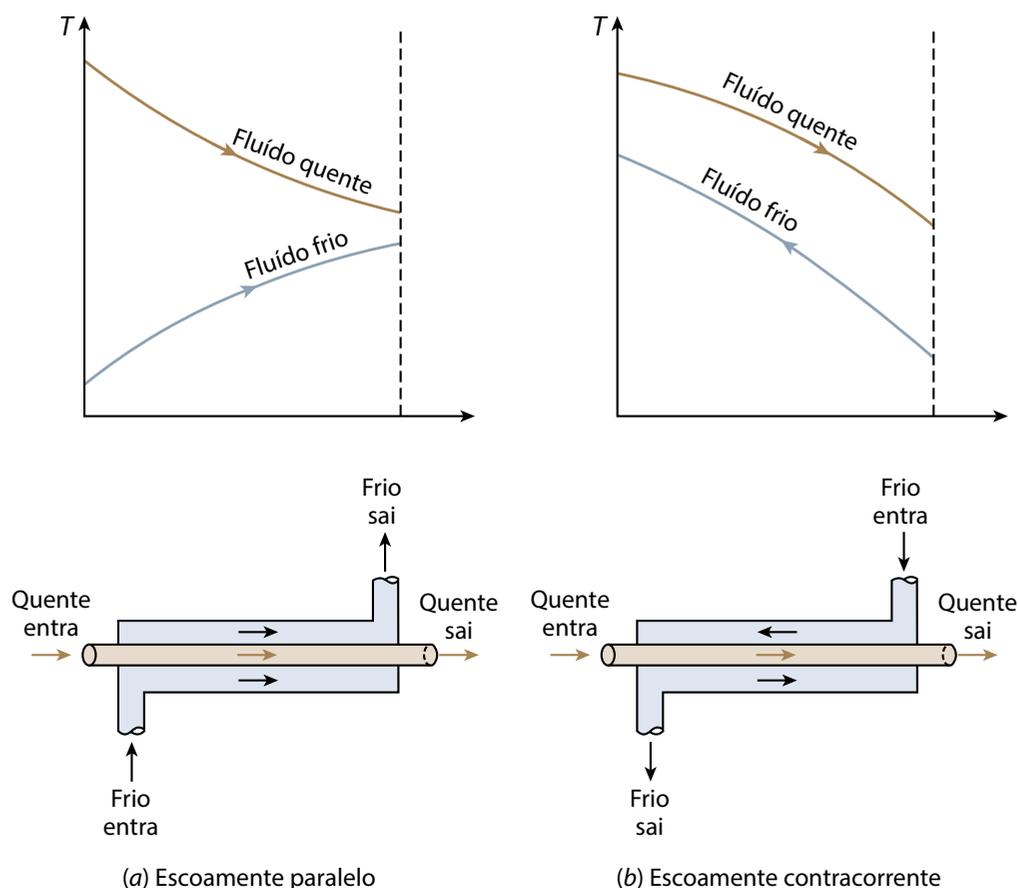


Figura 3 - Arranjos de escoamento em trocadores de tubo duplo e seus perfis de temperatura associados
Fonte: Çengel e Cimbala (2015, p. 630).

Os trocadores de tubo duplo se destacam pela sua facilidade de construção, manutenção e ampliação da área de troca térmica, sendo geralmente construídos em dimensões padronizadas, chegando a ter de 1,5 a 7,5 metros de comprimento, geralmente. Há, entretanto, outros modelos de trocadores que ocupam menos espaço físico e fornecem maior área de troca térmica, de modo que os trocadores de tubo duplo costumam ser economicamente viáveis quando os demais não são interessantes e para áreas de troca térmica de até 30 m².

Um segundo tipo de trocador de calor, um dos mais comumente encontrado em indústrias, é o trocador casco e tubo. Como o nome sugere, este tipo de equipamento de troca térmica possui diversos tubos (até mesmo centenas) colocados paralelamente ao eixo longitudinal de um casco cilíndrico (veja a figura a seguir para facilitar a visualização). A transferência de calor ocorre através da parede destes tubos, em que um fluido escoa por dentro deles e o outro percorre o exterior dos tubos ao longo da casca. É comum classificá-los com relação ao número de “passes” que acontecem no casco e nos tubos, como na Figura 4:

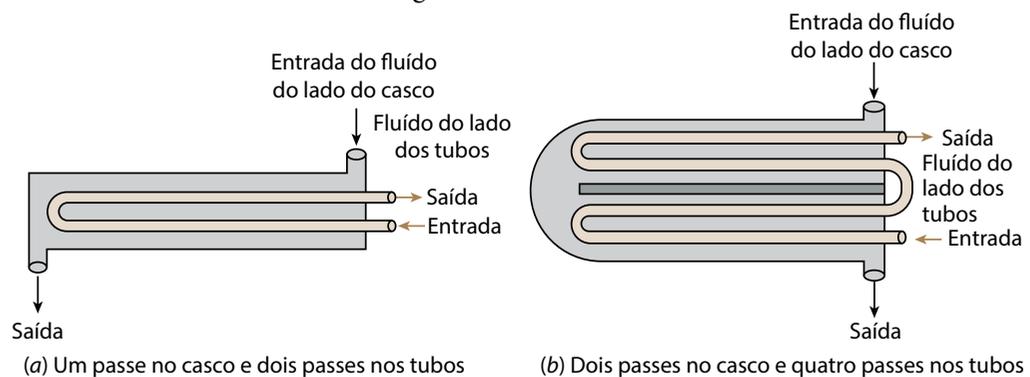


Figura 4 - Diferentes configurações de trocadores de calor casco e tubo
 Fonte: Çengel e Cimbala (2015, p. 632).

Evidentemente, as representações anteriores são bastante simplistas do ponto de vista estrutural do equipamento. As extremidades dos tubos são ainda presas aos chamados espelhos (placas perfuradas), em que cada furo corresponde a um tubo do feixe. Dentro do casco, podem também ser colocadas as chamadas chicanas – placas que são atravessadas pelos tubos e que servem tanto para direcionar o escoamento do fluido no casco quanto para dar suporte estrutural aos tubos. Além disso, as chicanas têm a função de melhorar a transferência de calor entre os fluidos. Veja a figura a seguir:

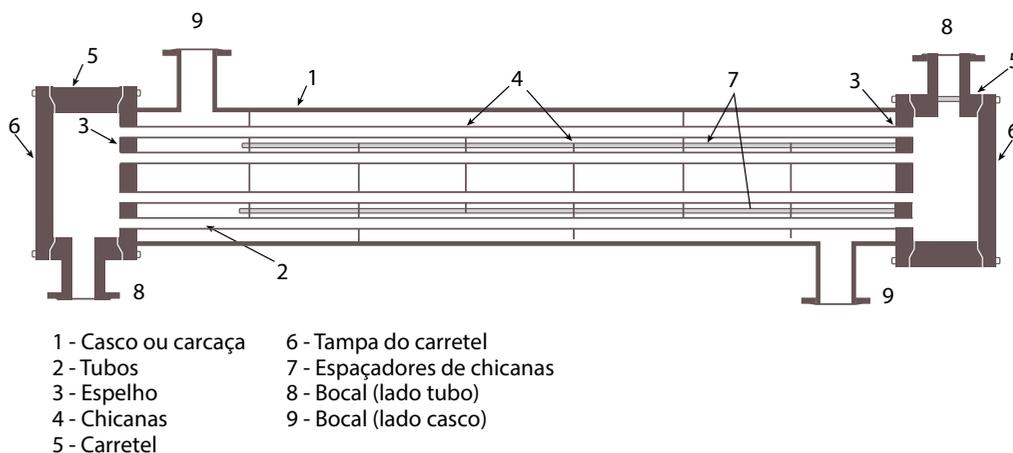


Figura 5 – Representação das partes constituintes de um trocador casco e tubos
 Fonte: Araújo (2002, p. 16).

O ponto forte deste modelo é que ele pode ser projetado para extensas faixas de pressão, temperatura e vazão, podendo alcançar grandes áreas de troca térmica (até acima de 5000 m²). Em geral, é o modelo de trocador mais versátil e, por isso, a sua popularidade na indústria. Algumas exceções ao seu uso são, por exemplo, em automóveis e aeronaves, principalmente devido ao tamanho e ao peso destes tipos de trocador.



Figura 6 - Trocador de calor tipo casco e tubo



Trocadores de calor de tubo e casco

O terceiro e último tipo de trocador que iremos tratar é o chamado trocador de calor de placas, utilizados especialmente na indústria de alimentos pela facilidade de manutenção e limpeza. Estes trocadores consistem, essencialmente, em uma sequência de placas, com os fluidos escoando intercaladamente entre elas, de modo que uma camada de fluido frio está trocando calor com duas camadas de fluido quente, o que leva a uma troca térmica bastante eficiente. São geralmente utilizados quando os dois fluidos são líquidos em pressões próximas, destacando-se pela facilidade em aumentar ou diminuir a área de troca térmica, se necessário (pela adição ou remoção de placas). Entretanto, são equipamentos que não suportam pressões muito altas, quando comparados aos trocadores tubulares.



Figura 7 - Trocador de calor de placas típico de indústrias de alimentos

A photograph of an industrial facility, likely a refinery or chemical plant. The image shows several tall, cylindrical chimneys or distillation columns rising from a complex network of pipes, walkways, and structural steel. The scene is set against a clear sky, and the overall color palette is dominated by the metallic greys and browns of the industrial equipment.

Transferência de Calor em Trocadores

Conhecidos os principais tipos de trocadores de calor industriais, iremos, agora, abordar os fundamentos dos cálculos de projeto e análise de trocadores de calor. Note que estaremos particularmente interessados na perspectiva da transferência de calor, que é nosso objeto de estudo – os métodos de projeto completo de trocadores de calor são muito extensos e complexos para serem abordados aqui, cabendo apenas as disciplinas mais específicas.

Média Logarítmica das Temperaturas

Na unidade anterior, utilizamos a Lei de Fourier da Condução Térmica e a Lei de Newton do Resfriamento para descrever os fenômenos de condução e convecção, respectivamente. Lembre-se que as equações que descrevem essas leis são (na forma integral para a Lei de Fourier):

$$\dot{Q}_{cond} = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \text{ e } \dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$

Como já abordado na unidade anterior, ambos os mecanismos estão baseados em diferenças de temperatura. Nos trocadores de calor, é importante perceber que esta diferença de temperatura pode mudar ao longo do equipamento (como foi demonstrado ao discutir o escoamento em paralelo ou contracorrente – ver Figura 3). Portanto, é evidente que para avaliar a transferência de calor no trocador, é necessário descrever as diferenças de temperaturas entre os fluidos quente e frio no interior do trocador de alguma maneira. Para isso, recorreremos ao conceito de média logarítmica.

Considera-se, por exemplo, um trocador de calor puramente contracorrente, como o representado de forma simplificada pela Figura 8.



Figura 8 - Trocador de calor com escoamento puramente contracorrente
Fonte: os autores.

O terminal no qual entra a corrente quente e sai a corrente fria aquecida é chamado terminal quente. Denominando-se θ_1 a diferença de temperatura entre estas duas correntes, então, a diferença de temperaturas no terminal quente é dada por:

$$\theta_1 = T_{qen} - T_{fsai}$$

No outro extremo do trocador está o terminal frio, no qual entra a corrente fria e sai a corrente quente resfriada. A diferença de temperaturas entre estas duas correntes, no terminal frio, será dita θ_2 , e é dada por:

$$\theta_2 = T_{qsai} - T_{fen}$$

A integração entre as equações de projeto se faz de forma que a transferência de calor esteja relacionada com a média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT), a qual é calculada utilizando as diferenças de temperatura nos extremos do trocador (θ_1 e θ_2), dada por:

$$MLDT = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}$$



Tenha sua dose extra de conhecimento assistindo ao vídeo.
Para acessar, use seu leitor de QR Code.



Aqui, definimos MLDT com base no escoamento contracorrente. Exatamente o mesmo raciocínio poderia ser desenvolvido para o escoamento em paralelo, sendo diferente somente no cálculo dos termos θ_1 e θ_2 , em que o primeiro será a diferença entre as temperaturas de entrada e o segundo será na saída, para ambos os fluidos (quente e frio).

Coeficiente Global de Transferência de Calor

Como já foi mencionado, a transferência de calor em trocadores acontece por meio de dois mecanismos: pela convecção em cada fluido e pela condução na parede que os separa. Na unidade anterior, você aprendeu a analisar sistemas de troca térmica por meio da estratégia dos circuitos térmicos. Naquele momento, mencionamos que é conveniente trabalhar com um coeficiente global de transferência de calor (representado pela letra “U”), que junto da área de troca térmica pode ser descrito como a resistência total do sistema:

$$U \cdot A = \frac{1}{R_{total}} \quad | \quad \dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T = \frac{\Delta T}{R_{total}}$$

Esta será exatamente a abordagem que utilizaremos com os trocadores de calor. Veja que a área de troca térmica (A) é um parâmetro característico da estrutura do equipamento (conforme vimos para os diferentes tipos de trocadores no início desta unidade). Vamos avaliar, então, o circuito térmico associado a um trocador de tubo duplo, em que um fluido percorre o interior do tubo e o outro percorre a região ao redor do tubo. Considere, por exemplo, que no interior do tubo esteja o fluido quente (por consequência, o fluido frio está percorrendo por fora do tubo). Podemos representar este circuito como duas resistências de convecção e uma resistência de condução entre elas (veja a figura e o circuito a seguir):

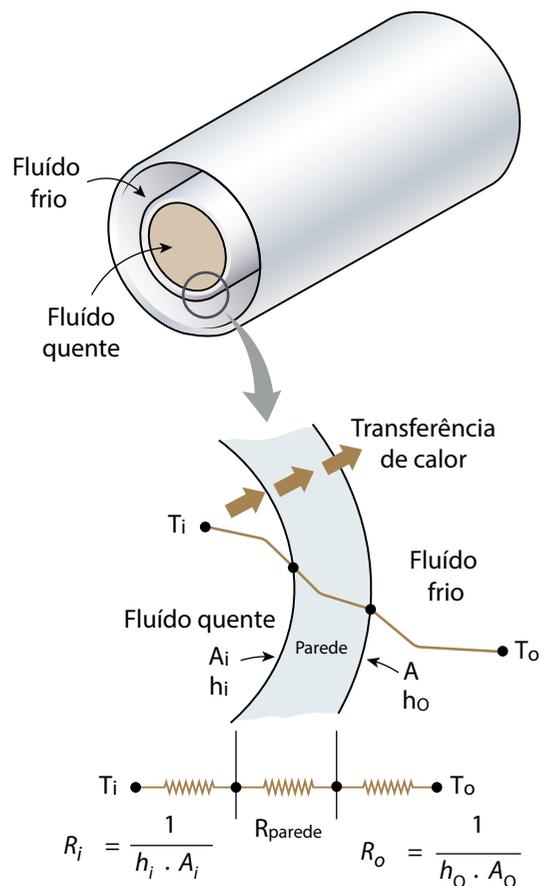


Figura 9 - Circuito térmico associado a um trocador de calor de tubo duplo
 Fonte: Çengel e Cimbala (2015, p. 633).

Conhecendo também a condutividade térmica do material do tubo (k), o seu comprimento (L) e os seus diâmetros interno e externo (D_i e D_o), a resistência da parede será:

$$R_{parede} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}$$

Então, a resistência térmica total é:

$$R_{total} = R_i + R_{parede} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}$$

Agora, utilizando o conceito de coeficiente global de transferência de calor, teremos:

$$U \cdot A = \frac{1}{R_{total}} \rightarrow R_{total} = \frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{parede} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}$$

Note que, na equação anterior, temos três áreas sendo representadas. É evidente que a área interna do tubo (A_i) é diferente da área externa (A_o). Ao mesmo tempo, vimos que a área "A" é justamente a área de troca térmica característica da estrutura do equipamento; mas afinal, quem é esta área de troca térmica, A_i ou A_o ? A resposta não é tão intuitiva: na verdade, o mais sensato é abordar este problema considerando que o trocador de calor apresenta dois coeficientes globais de troca térmica, U_i e U_o , numericamente diferentes entre si, de modo que:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R_{total}$$

Dessa forma, se você conhece o coeficiente global de transferência de calor para um determinado trocador, é fundamental você saber também qual é a área a que ele diz respeito. Dito isto, poderemos desconsiderar esta diferença em um caso específico: quando a espessura do tubo for muito pequena (de modo que as áreas A_i e A_o serão quase as mesmas) e o material do tubo for um excelente condutor de calor. Nestas condições, a resistência térmica da parede (R_{parede}) tenderá a zero, podendo ser desprezada. Isto simplifica a equação da resistência total do sistema para a seguinte forma:

$$R_{total} = \frac{1}{U \cdot A} \approx \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}$$

$$A \approx A_i \approx A_o \rightarrow \frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

Repare que, portanto, neste caso também podemos dizer que:

$$U \approx U_i \approx U_o$$

Esta é uma aproximação razoável para muitos trocadores de calor. Na tabela a seguir, são apresentados alguns valores representativos para os coeficientes globais de troca térmica de trocadores típicos envolvendo diferentes pares de fluidos.

Tabela 1 - Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor

Fluidos de processo	U (W/m ² .K)
Água-água	850 – 1700
Água-óleo	100 – 350
Água-gasolina ou querosene	300 – 1000
Aquecedores de água de alimentação	1000 – 8500
Vapor-óleo combustível leve	200 – 400
Vapor-óleo combustível pesado	50 – 200
Condensador de vapor	1000 – 6000
Condensador de freon (resfriado à água)	300 – 1000
Condensador de amônia (resfriado à água)	800 – 1400
Condensadores de álcool (resfriados à água)	250 – 700
Gás-gás	10 – 40
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	30 – 60 (p/ superfície do lado do ar)
	400 – 850 (p/ superfície do lado da água)
Vapor-ar em tubos aletados (vapor nos tubos)	30 – 300 (p/ superfície do lado do ar)
	400 – 4000 (p/ superfície do lado do vapor)

Fonte: Çengel e Cimbala (2015, p. 634).

Conhecendo o cálculo de MLDT e o conceito de coeficiente global de transferência de calor, você já tem recursos suficientes para começar a lidar com problemas envolvendo trocadores de calor. Antes disso, discutiremos ainda mais um aspecto importante acerca destes equipamentos: a incrustação – depósitos de materiais indesejáveis nas superfícies de troca térmica, que acarretam no aumento da resistência à transferência de calor no equipamento.

Para ilustrar esse efeito, imagine que você tenha um bule que utiliza com frequência para esquentar água. Se não for feita a devida limpeza, é possível identificar que alguns minerais (como o cálcio) se acumulam sobre as superfícies. O mesmo ocorre com os trocadores – seja por sedimentação, corrosão, cristalização ou outros mecanismos – estas camadas de sólidos aumentam a resistência térmica da parede dos tubos, prejudicando o desempenho do equipamento.

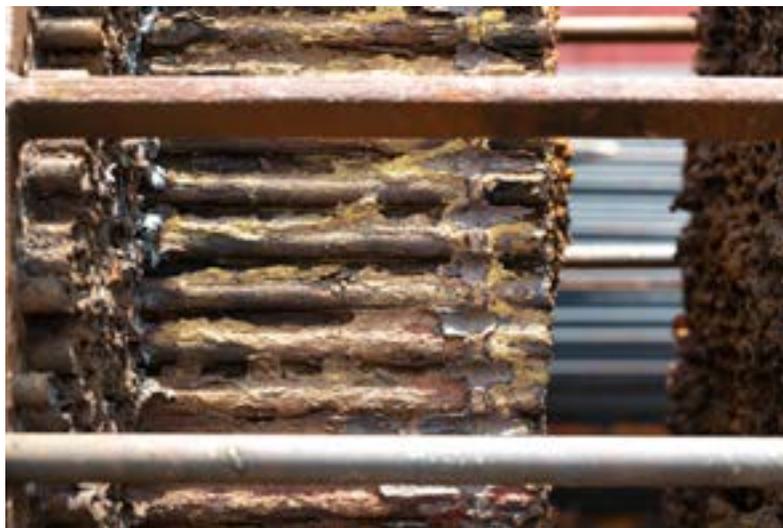


Figura 10 - Incrustação no feixe de um trocador casco e tubo

Em termos matemáticos, podemos entender as camadas de incrustação como termos adicionais de resistência térmica. Geralmente, utilizamos a letra “f” para indicar estas resistências (devido ao termo em inglês para incrustação, “fouling”). Dessa forma, sendo $R_{f,i}$ e $R_{f,o}$ os chamados fatores de incrustação das superfícies interna e externa, respectivamente, podemos ajustar a expressão para o cálculo da resistência total da seguinte forma:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}$$

Na tabela a seguir, alguns valores representativos de fatores de incrustação por unidade de área são apresentados. Evidentemente, estes valores servem apenas como estimativa para prever os possíveis efeitos na transferência de calor. Tabelas mais completas e detalhadas podem ser encontradas em manuais mais específicos.

Tabela 2 - Fatores de incrustação representativos por unidade de área

Fluido	Rf (m ² .K/W)
Água (destilada, marinha, fluvial)	0,0001 (abaixo de 50 °C)
	0,0002 (acima de 50 °C)
Óleo combustível	0,0009
Vapor	0,0001
Refrigerantes líquidos	0,0002
Refrigerantes gasosos	0,0004
Vapores de álcool	0,0001
Ar	0,0004

Fonte: Çengel e Cimbala (2015, p. 636).

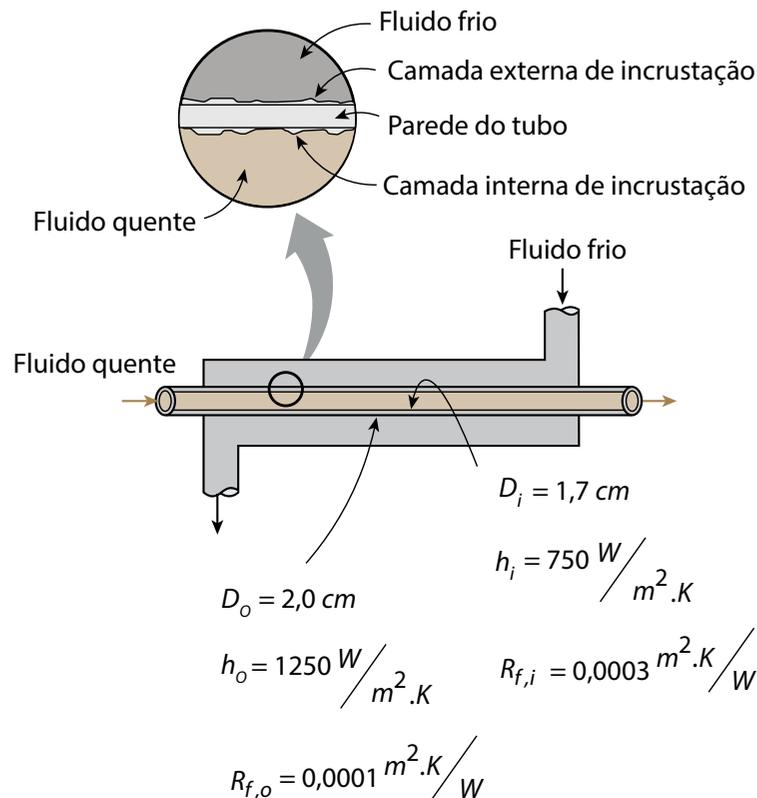
Agora que temos nossos conceitos básicos definidos, vamos resolver um exemplo para ilustrar estes cálculos. Ao longo desta unidade, estaremos sempre considerando condições de regime permanente, propriedades constantes, com escoamento completamente desenvolvido e sem perda de carga.

1 EXEMPLO

Considere um trocador de calor tubo duplo feito de aço inoxidável ($k = 15,1 \text{ W/m.K}$), cujos tubos possuem um diâmetro interno $D_i = 1,7 \text{ cm}$ e diâmetro externo $D_o = 2,0 \text{ cm}$. Sabe-se que os coeficientes de transferência de calor são $h_i = 750 \text{ W/m}^2.\text{K}$ na superfície interna e $h_o = 1250 \text{ W/m}^2.\text{K}$ na externa. O fluido quente entra a $110 \text{ }^\circ\text{C}$ e sai a $70 \text{ }^\circ\text{C}$, enquanto o fluido frio entra a $30 \text{ }^\circ\text{C}$ e sai a $60 \text{ }^\circ\text{C}$, operando em contracorrente. Admitindo os fatores de incrustação $R_{f,i} = 0,0003 \text{ m}^2.\text{K/W}$ e $R_{f,o} = 0,0001 \text{ m}^2.\text{K/W}$, determine: (a) a resistência térmica total do trocador de calor por unidade de comprimento ($L = 1 \text{ m}$); (b) os coeficientes globais de transferência de calor U_i e U_o ; (c) a média logarítmica das diferenças de temperatura ao longo do equipamento (MLDT).

Solução:

O primeiro passo é fazer uma representação do sistema:



Para responder o item (a), basta resolver a equação:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}$$

Os únicos parâmetros não conhecidos são as áreas A_i e A_o , que podem ser facilmente calculadas como a superfície de um cilindro:

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot R_i \cdot L = \pi \cdot D_i \cdot L = \pi \cdot (1,7 \cdot 10^{-2} \text{ m}) \cdot (1 \text{ m}) \rightarrow A_i \cong 5,34 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$A_o = 2 \cdot \pi \cdot R_o \cdot L = \pi \cdot D_o \cdot L = \pi \cdot (2,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}) \cdot (1 \text{ m}) \rightarrow A_o \cong 6,28 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

Então, resolvendo a equação:

$$R_{total} = \frac{1}{\left(750 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) \cdot \left(5,34 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2\right)} + \frac{0,0003 \text{ m}^2 \cdot K/W}{5,34 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2} + \frac{\ln\left(\frac{2,0}{1,7}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \left(15,1 \frac{W}{m \cdot K}\right) \cdot 1 \text{ m}}$$

$$+ \frac{0,0001 \text{ m}^2 \cdot K/W}{6,28 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2} + \frac{1}{\left(1250 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) \cdot \left(6,28 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2\right)} \rightarrow R_{total} \cong 0,0466 \frac{K}{W}$$

Em posse deste valor, basta recorrer à definição do coeficiente global de transferência de calor para circuitos térmicos para responder ao item (b):

$$U \cdot A = \frac{1}{R_{total}} \rightarrow U = \frac{1}{R_{total} \cdot A}$$

$$U_i = \frac{1}{R_{total} \cdot A_i} = \frac{1}{\left(0,0466 \frac{K}{W}\right) \cdot \left(5,34 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2\right)} \cong 401,86 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_o = \frac{1}{R_{total} \cdot A_o} = \frac{1}{\left(0,0466 \frac{K}{W}\right) \cdot \left(6,28 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2\right)} \cong 341,71 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Enfim, para o item (c), precisamos somente das temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, seguindo a definição de MLDT (note que o trocador está operando em contracorrente):

$$\theta_1 = T_{q_{en}} - T_{f_{sai}} \quad | \quad \theta_2 = T_{q_{sai}} - T_{f_{en}} \quad | \quad MLDT = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}$$

$$\theta_1 = (110 - 60)^\circ C \rightarrow \theta_1 = 50^\circ C$$

$$\theta_2 = (70 - 30)^\circ C \rightarrow \theta_2 = 40^\circ C$$

$$MLDT = \frac{50^\circ C - 40^\circ C}{\ln \frac{50}{40}} \rightarrow MLDT = 44,81^\circ C$$

Pronto! Acabamos de calcular alguns dos principais parâmetros acerca de trocadores de calor. É um bom ponto de partida para aprimorar os seus conhecimentos acerca desse conceito na engenharia. Como sugestão, procure levar o seu estudo um passo adiante: refaça este exemplo sem considerar os fatores de incrustação (ou seja, como se o trocador fosse novo, com $R_{f,i} = R_{f,o} = 0$) e observe a diferença obtida nos coeficientes globais de transferência de calor. Você notará que o impacto das incrustações é considerável e não pode ser menosprezado.



A essa altura, considerando trocadores de tubo duplo ou de casco e tubo, cabe o questionamento: se temos um fluido quente e um fluido frio, qual deles deve escoar pelo interior do tubo? Não existe uma resposta definitiva para esta pergunta, pois vários aspectos devem ser considerados. Costuma-se, por exemplo, alocar fluidos corrosivos nos tubos, os quais deverão ser feitos de materiais resistentes à corrosão (geralmente mais caros). Se fosse colocado no casco, tanto os tubos quanto o casco estariam sujeitos à corrosão. Outros aspectos, como incrustação, pressão e turbulência também são chaves para esta decisão.

Fonte: adaptado de Araújo (2002).



Análise de de Trocadores de Calor

Vamos, agora, à etapa final do nosso estudo sobre trocadores de calor. Até então, discutimos o funcionamento dos trocadores em seu nível mais fundamental, no contexto dos fenômenos de transporte. Na prática, o engenheiro estará, geralmente, preocupado com duas questões: projetar/selecionar um trocador capaz de atender a uma determinada demanda do processo ou, então, prever as temperaturas de saída das correntes quente e fria em um trocador já definido. Este segundo caso é muito comum de acontecer quando as indústrias já possuírem trocadores de calor antigos que podem ser aproveitados em outra etapa do processo. Saber identificar o trocador de calor que melhor atende a necessidade da planta é uma tarefa clássica de um engenheiro que trabalha com processos industriais.

Como já foi mencionado, o projeto completo de trocadores de calor é uma atividade bastante complexa. Aqui, iremos discutir o método MLDT de análise de trocadores, que permite determinar um trocador de forma simples com os conceitos que vimos até aqui. Acompanhe o desenvolvimento do exemplo a seguir.

2 EXEMPLO

Em determinada indústria, um reservatório contém água a 25 °C. Para ser utilizada no processo, é necessário que ela seja aquecida até 75 °C, com uma vazão de 1,5 kg/s. O engenheiro opta pelo uso de um aquecedor, que consiste em um trocador de calor de tubo duplo em contracorrente, em que o fluido quente será vapor superaquecido a 150 °C, disponível a uma vazão de 2 kg/s. O tubo interno possui parede de espessura muito pequena, de modo que o seu diâmetro (interno e externo) pode ser considerado como 2,0 cm. Determine o comprimento necessário para este trocador de calor, admitindo que para esta aplicação o coeficiente global de transferência de calor é de 1000 W/(m².K). Adote: $c_{\text{água}} = 4,18 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; $c_{\text{vapor}} = 2,00 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$.

Solução:

Primeiramente, note que não conhecemos a temperatura de saída do fluido quente, informação que é necessária para o cálculo de MLDT. Em seguida, perceba que agora estamos trabalhando com vazões mássicas, de modo que os calores específicos podem ser utilizados para calcular a quantidade de calor trocado entre os fluidos. Vimos esta definição na unidade anterior, dada pela equação (na forma de vazão):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T = \dot{m} \cdot c \cdot (T_2 - T_1)$$

Com isso, podemos avaliar o calor que deve ser fornecido ao fluido frio:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_{\text{água}} \cdot c_{\text{água}} \cdot \Delta T_{\text{água}} = \left(1,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \cdot \left(4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right) \cdot (75^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) \\ \dot{Q} &= 313,5 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 313,5 \text{ kW} \end{aligned}$$

Respeitando a conservação de energia, esta deve ser a taxa de calor cedido pelo fluido quente. Então, podemos calcular a temperatura de saída do fluido quente considerando que não há mudança de fase:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m} \cdot c \cdot (T_2 - T_1) \rightarrow T_{q,2} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{\text{vapor}} \cdot c_{\text{vapor}}} + T_{q,1} \\ T_{q,2} &= \frac{(-313,5 \text{ kW})}{\left(2,0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \cdot \left(2,00 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)} + 150^\circ\text{C} \rightarrow T_{q,2} \cong 71,6^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Observe que o sinal negativo indica que o calor saiu do fluido quente (a temperatura de saída tem que ser menor que a de entrada). Agora, o MLDT é facilmente calculado pela definição. Em contracorrente:

$$\begin{aligned}\theta_1 &= T_{q_{en}} - T_{f_{sai}} = 150^\circ\text{C} - 75^\circ\text{C} \rightarrow \theta_1 = 75^\circ\text{C} \\ \theta_2 &= T_{q_{sai}} - T_{f_{en}} = 71,6^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C} \rightarrow \theta_2 \cong 46,6^\circ\text{C} \\ MLDT &= \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{75^\circ\text{C} - 46,6^\circ\text{C}}{\ln \frac{75}{46,6}} \rightarrow MLDT \cong 59,7^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Então, pode-se calcular a área de troca térmica necessária para o trocador com base no conceito de coeficiente global de transferência de calor:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= U \cdot A \cdot \Delta T = U \cdot A \cdot MLDT \rightarrow A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot MLDT} \\ A &= \frac{313500 \text{ W}}{\left(1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) \cdot 59,7^\circ\text{C}} \rightarrow A \cong 5,25 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Por fim, sabemos que se trata de um trocador de calor de tubo duplo. Logo, esta área A pode ser calculada como a área superficial de um cilindro. Utilizando esta ideia, podemos chegar ao comprimento do tubo, que é o nosso parâmetro procurado:

$$\begin{aligned}A &= \pi \cdot D \cdot L \rightarrow L = \frac{A}{\pi \cdot D} \\ L &= \frac{5,25 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,02 \text{ m}} \rightarrow L \cong 83,56 \text{ m}\end{aligned}$$

Agora, analise este resultado por um momento: para cumprir a troca térmica desejada, é necessário que o trocador tenha mais de 80 metros de comprimento, o que é impraticável. Neste caso, trocadores de placas ou de casco e tubo seriam mais adequados.

Como visto, é relativamente fácil fazer estimativas simples acerca dos parâmetros de um trocador de calor de tubo duplo, devido, principalmente, à sua simplicidade geométrica, que facilita a descrição da transferência de calor. Até agora, nossa atenção esteve voltada para os trocadores de escoamento em contracorrente em trocadores de tubo duplo, mas ideias semelhantes podem ser trabalhadas para os trocadores de casco e tubo.

Volte à Figura 4, em que mencionamos que os trocadores de casco e tubo são classificados quanto aos seus “passes”. Vamos, então, definir isto mais claramente: um passe é o percurso do fluido de um lado a outro do trocador de calor. Se o fluido que escoou pelo tubo entra através de um bocal, percorre o trocador de ponta a ponta uma

única vez e sai pelo outro bocal. Este trocador terá uma passagem ou um passe no lado do tubo. O mesmo raciocínio vale para o casco, mesmo que o percurso cruze o feixe várias vezes. Por convenção, um trocador de calor casco e tubo n-m implica n passagens no casco e m passagens no tubo.

Embora o escoamento puramente contracorrente seja o tipo de escoamento que apresenta maior eficiência para efeitos de troca térmica, pode ocorrer, no entanto, que seja interessante utilizar configurações de trocadores de calor nas quais o fluido que escoa nos tubos possa passar, antes de sair do equipamento, duas vezes no interior do trocador. Neste caso, o equipamento é chamado trocador 1-2. Ao analisarmos os perfis de temperatura, podemos compará-lo com um trocador 1-1 pelo diagrama da figura a seguir:

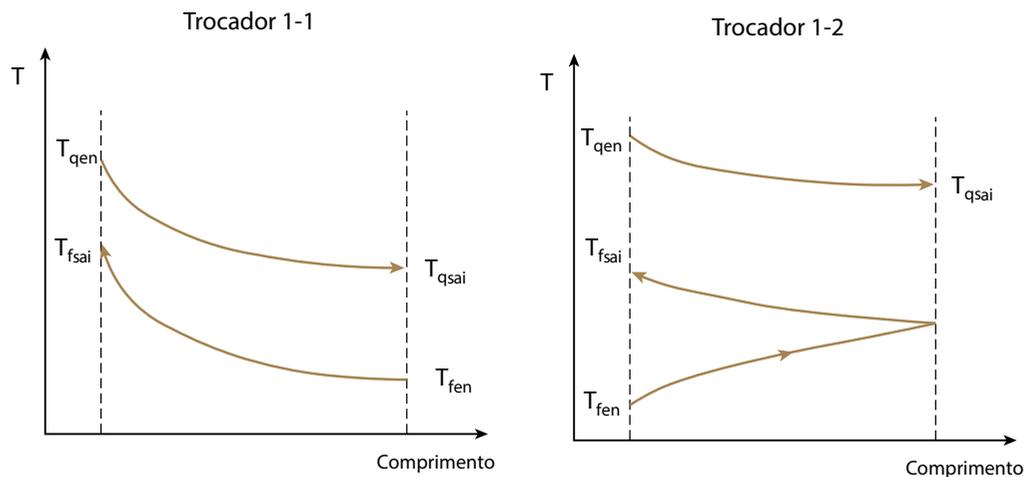


Figura 11 - Perfis de temperatura para um trocador 1-1 e um trocador 1-2
 Fonte: os autores.

No primeiro caso, temos o trocador 1-1 em contracorrente. A curva superior representa a queda de temperatura da corrente quente ao longo do trocador. O inverso ocorre com a corrente fria, representada na curva inferior. No segundo caso, temos o trocador 1-2 e duas passagens do fluido frio nos tubos do trocador. Nestas condições, a corrente fria tem um comportamento diferenciado, sendo acrescida até um valor intermediário e, posteriormente, a um outro valor mais elevado. A corrente quente tem um comportamento semelhante ao primeiro caso.

Se houver duas passagens no lado tubo, uma delas estará em paralelo com o fluido do casco, enquanto a outra estará em contracorrente. Portanto, para o trocador de calor 1-2, a velocidade do fluido será o dobro da obtida no trocador 1-1. O aumento da velocidade acarreta aumento do coeficiente de transferência por convecção (h) e do coeficiente global (U), resultando em menor área de troca e promovendo a redução de incrustação. Contudo, a perda de carga será maior, o que pode dificultar a configuração da instalação.

Nas situações em que os trocadores de calor apresentam mais de uma passagem nos tubos, a verdadeira diferença de temperaturas já não é mais calculada razoavelmente apenas pelo método MLDT, sendo necessário utilizar um fator de correção (F) para encontrá-la:

$$\Delta T_{real} = F \cdot MLDT$$

A interpretação física deste fator F é a seguinte: havendo mais de uma passagem nos tubos, o escoamento é parcialmente contracorrente e parcialmente paralelo. Com isso, se MLDT é a diferença média de temperatura no escoamento contracorrente (o mais eficiente em termos de troca térmica), então a diferença média real de temperatura deve ser menor do que MLDT. Por isso, o valor de F varia de 0 a 1, adotando um valor mínimo de 0,8 – caso o trocador em estudo apresente valor de F inferior, seu uso é inviabilizado e busca-se uma configuração melhor, pois utilizar trocadores com valores de F abaixo de 0,75 pode implicar problemas operacionais no caso de pequenas variações de temperatura.

O fator de correção F depende da geometria do trocador de calor e das temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio. Aqui, não iremos nos preocupar em mostrar e utilizar estes diagramas, mas eles são relativamente simples e podem ser encontrados no livro escrito por Kern (1980, p. 649 a 654) ou em conteúdos disponibilizados pela TEMA (*Tubular Exchangers Manufacturer Association*).

Dito isso, podemos calcular a taxa de transferência de calor pela seguinte relação:

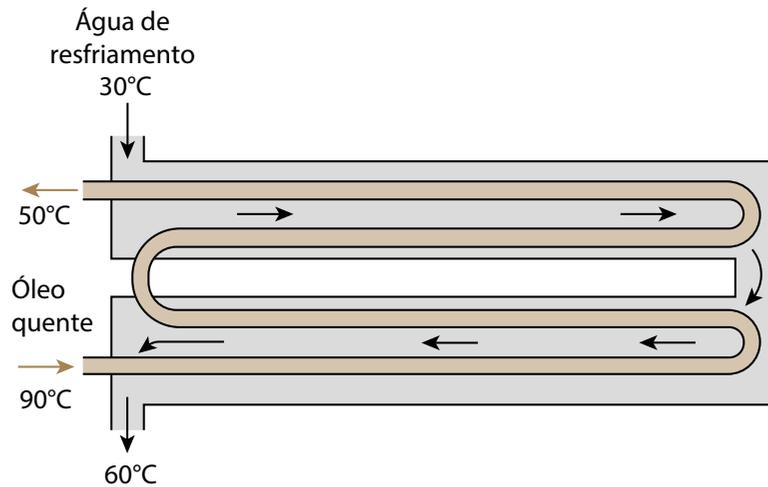
$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{real} = U \cdot A \cdot F \cdot MLDT$$

Ilustraremos o uso desta equação com nosso último exemplo desta unidade!

3 EXEMPLO

Um trocador de casco tubo 2-4 (leia-se: duas passagens no casco e quatro passagens nos tubos) é utilizado para resfriar um óleo na temperatura de 90 °C para 50 °C, utilizando água como fluido de resfriamento, a qual entra no equipamento a 30 °C e sai a 60 °C. A espessura da parede do tubo é muito fina, de modo que um único diâmetro pode ser considerado ($D = 1,5 \text{ cm}$). Além disso, o comprimento total do tubo é de 75 m. Para as vazões empregadas, estas condições de temperatura fornecem coeficientes convectivos de $h_c = 30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ para o fluido no casco e $h_t = 150 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ para o fluido no interior dos tubos. Determine a taxa de transferência de calor no trocador. Após um certo tempo de uso, uma incrustação externa com $R_{f,o} = 0,0006 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ é formada. Qual a nova taxa de transferência de calor? Em ambos os casos, adote $F = 0,91$.

Solução:



Primeiramente, tenha em mente que nosso objetivo é resolver a equação:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot F \cdot MLDT$$

Como já nos foi dado F , restam três termos a serem determinados. Começando pela área, é razoável calculá-la como a superfície de um tubo cilíndrico:

$$A = \pi \cdot D \cdot L = \pi \cdot (0,015 \text{ m}) \cdot (75 \text{ m}) \rightarrow A \cong 3,53 \text{ m}^2$$

Em seguida, como conhecemos todas as temperaturas de operação, podemos calcular o MLDT:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= T_{q_{en}} - T_{f_{sai}} = 90^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C} \rightarrow \theta_1 = 30^\circ\text{C} \\ \theta_2 &= T_{q_{sai}} - T_{f_{en}} = 50^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C} \rightarrow \theta_2 = 20^\circ\text{C} \\ MLDT &= \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{30^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}}{\ln \frac{30}{20}} \rightarrow MLDT \cong 24,66^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Então, resta calcular o coeficiente global de troca térmica do trocador. Como a parede do tubo é muito fina, podemos desprezar a resistência térmica da parede, de modo que a seguinte equação é válida:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_t} + \frac{1}{h_c} \rightarrow U = \frac{h_t \cdot h_c}{h_t + h_c}$$

Resolvendo, temos:

$$U = \frac{\left(150 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) \cdot \left(30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)}{\left(150 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) + \left(30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)} \rightarrow U = 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Agora, basta substituir na equação para calcular a taxa de transferência de calor:

$$\dot{Q} = \left(25 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \cdot (3,53 \text{ m}^2) \cdot 0,91 \cdot (24,66^\circ C) \rightarrow \dot{Q} \cong 1980,38 \text{ W}$$

Feito isso, devemos avaliar o caso com incrustação. Consideraremos que a área e o MLDT são os mesmos, de modo que a única diferença será no cálculo do coeficiente global de transferência de calor, em que devemos acrescentar o termo de resistência da incrustação:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_t} + R_f + \frac{1}{h_c} \rightarrow U = \left(\frac{1}{h_t} + R_f + \frac{1}{h_c} \right)^{-1}$$

$$U = \left(\frac{1}{\left(150 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)} + 0,0006 \frac{m^2 \cdot K}{W} + \frac{1}{\left(30 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)} \right)^{-1} \rightarrow U \cong 24,63 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

E então:

$$\dot{Q} = \left(24,63 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \cdot (3,53 \text{ m}^2) \cdot 0,91 \cdot (24,66^\circ C) \rightarrow \dot{Q} \cong 1951 \text{ W}$$

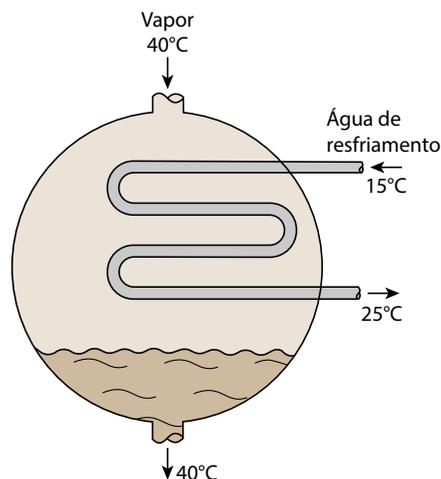
Como esperado, a taxa de transferência de calor diminui devido à presença da incrustação. Contudo, esta queda foi relativamente pequena – fato este que ocorre principalmente devido aos coeficientes de convecção serem relativamente baixos.

Mais uma unidade chega ao fim! Aqui, utilizamos os conhecimentos obtidos na unidade anterior para conhecer mais sobre os trocadores de calor, equipamentos importantíssimos para a indústria e para a rotina do engenheiro. Obviamente, um projeto completo de um trocador de calor iria além da abordagem da transferência de calor: é importante também avaliar aspectos, tais como as perdas de cargas do processo, limitações de espaço físico, facilidade de manutenção e limpeza, a natureza dos fluidos que serão utilizados (quanto à corrosão e incrustação, por exemplo) e, até mesmo, a distância entre os tubos de um feixe influencia nos coeficientes convectivos alcançados. Para finalizar nosso estudo dos fenômenos de transporte, iremos dedicar a última unidade deste material para o estudo da transferência de massa!



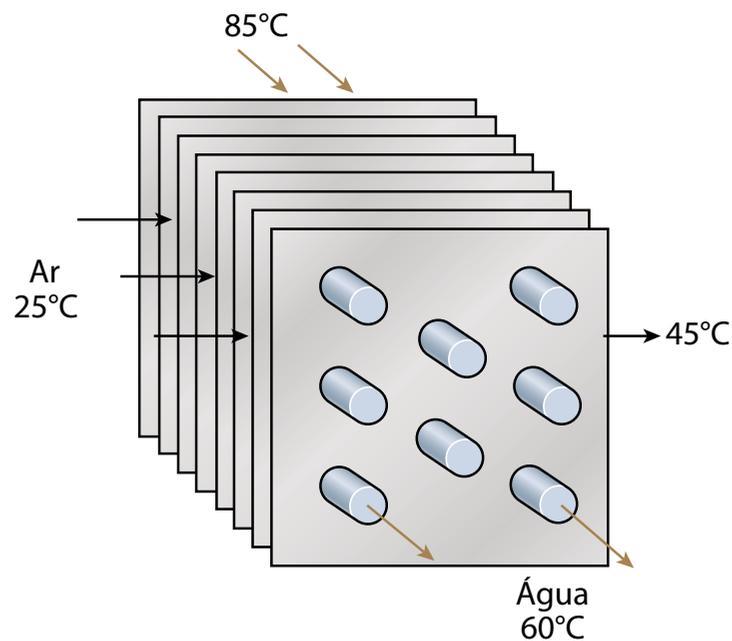
Você pode utilizar seu diário de bordo para a resolução.

1. Um experimento em laboratório emprega um trocador de calor duplo tubo que trabalha com água no tubo interno (temperatura média de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$) e óleo na região anular (temperatura média de $75\text{ }^{\circ}\text{C}$). O tubo interno é feito em cobre, com uma espessura de parede muito fina, de modo que o seu diâmetro pode ser aproximado para $1,5\text{ cm}$. Com os dados do experimento, verifica-se que o número de Nusselt no tubo interno é de, aproximadamente, $Nu_i = 250$, e na região anular é de $Nu_o = 10$. Determine o coeficiente global de troca térmica deste trocador, sabendo que: $k_{\text{água}} = 0,65\text{ W/(m.K)}$ e $k_{\text{óleo}} = 0,15\text{ W/(m.K)}$.
2. Os condensadores – equipamentos destinados à remoção de calor latente de um vapor – são, essencialmente, trocadores de calor. Condensadores são utilizados, por exemplo, em colunas de destilação para a produção de etanol combustível. Considere o condensador representado na figura a seguir, em que o vapor é condensado utilizando uma corrente de água como fluido frio. Sabendo que a área de troca térmica dos tubos é de $A = 30\text{ m}^2$ e que o coeficiente global de transferência de calor para este equipamento é de $U = 3500\text{ W/(m}^2\text{.K)}$, nesse contexto, determine a vazão mássica necessária de água de refrigeração. São dados: calor específico da água $c = 4,18\text{ kJ/kg.K}$; calor latente de vaporização da água $L = 2256\text{ kJ/kg}$.



Fonte: adaptada de Çengel e Cimbala (2015).

3. Um radiador automotivo funciona como um trocador de calor em escoamento cruzado (ou seja, nem contracorrente nem em paralelo, como no esquema a seguir), em que os fluidos são água e ar. Esta peça possui 35 tubos cujo diâmetro interno é de 0,5 cm, cada um com comprimento de 70 cm e distribuídos ao longo de uma matriz de placas aletadas. Considerando que a vazão mássica de água (fluido quente) é de 0,5 kg/s, determine o coeficiente global de transferência de calor deste radiador com relação à superfície interna dos tubos (U_i). Adote o calor específico da água como 4,18 kJ/kg.K e um fator de correção $F = 0,95$.



Fonte: adaptada de Çengel e Cimbala (2015).



Novas Descobertas



LIVRO

Trocadores de Calor

Autor: Everaldo Cesar da Costa Araujo

Editora: Editora da Universidade Federal de São Carlos (EdUFSCar)

Sinopse: essa obra apresenta os fundamentos sobre os tipos e o projeto de trocadores de calor, focando principalmente nos modelos “casco e tubo”. Serve como texto de apoio didático sobre o assunto para alunos em nível de graduação e pós-graduação.

Comentário: escrito com base na experiência de anos ministrando o tópico “Trocadores de Calor” para o curso de Engenharia Química da UFSCar, este material é utilizado como referência em diversos cursos de engenharia do Brasil, sendo um excelente recurso escrito originalmente em português para conhecer mais sobre estes equipamentos fundamentais para a indústria.



Referências



ARAÚJO, E. C. da C. **Trocador de Calor**. 1. ed. São Carlos: Editora da Universidade Federal de São Carlos (EdUFSCar), 2002.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. 3. ed. Brasil: AMGH Editora, 2015.

KERN, D. Q. **Processo de transmissão de calor**. Tradução de Horácio Macedo. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980.

Gabarito



1. Como a espessura da parede do tubo pode ser desprezada, a seguinte relação é válida:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

Para determinar os coeficientes convectivos h_i e h_o , devemos lembrar da definição do número de Nusselt, apresentado na unidade anterior:

$$Nu = \frac{h \cdot L_C}{k}$$

No caso de tubos cilíndricos, o comprimento característico L_c é o próprio diâmetro do tubo. Então, podemos rearranjar a equação para calcular cada coeficiente convectivo, uma vez que conhecemos as condutividades térmicas dos dois fluidos ($k_{\text{água}}$ e $k_{\text{óleo}}$):

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D}$$
$$h_i = \frac{Nu_i \cdot k_{\text{água}}}{D} = \frac{250 \cdot (0,65 \text{ W/m.K})}{0,015 \text{ m}} \rightarrow h_i \cong 10833,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$
$$h_o = \frac{Nu_o \cdot k_{\text{óleo}}}{D} = \frac{10 \cdot (0,15 \text{ W/m.K})}{0,015 \text{ m}} \rightarrow h_o = 100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Agora, basta retornar na primeira equação para determinar o coeficiente global de transferência de calor U :

$$U = \left(\frac{1}{10833,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{1}{100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} \right)^{-1} \rightarrow U \cong 99,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Observa-se que $U \approx h_o$ porque $h_i \gg h_o$. Isto indica que a troca térmica é limitada pela convecção no casco.

2. A resolução deste exercício está pautada na conservação de energia: o calor latente que sai do vapor deve ser equivalente ao calor sensível adicionado à água de refrigeração. Para quantificar este calor, recorreremos à expressão típica dos trocadores de calor:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot MLDT$$

O coeficiente global U e a área de troca térmica A foram fornecidos. MLDT pode ser facilmente avaliada pela sua definição, uma vez que as temperaturas de entrada e saída estão identificadas no desenho:

$$\begin{aligned}\theta_1 &= T_{q_{en}} - T_{f_{sai}} = 40^\circ C - 25^\circ C \rightarrow \theta_1 = 15^\circ C \\ \theta_2 &= T_{q_{sai}} - T_{f_{en}} = 40^\circ C - 15^\circ C \rightarrow \theta_2 = 25^\circ C \\ MLDT &= \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{15^\circ C - 25^\circ C}{\ln \frac{15}{25}} \rightarrow MLDT \cong 19,58^\circ C\end{aligned}$$

Com isso, podemos avaliar a taxa de calor trocado:

$$\dot{Q} = \left(3500 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \cdot (30 m^2) \cdot (19,58^\circ C) \rightarrow \dot{Q} \cong 2056 kW$$

Pela definição do calor sensível, chega-se à vazão mássica necessária de água de refrigeração:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m} \cdot c \cdot (T_2 - T_1) \rightarrow \dot{m}_{\text{água}} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot (T_{f_{sai}} - T_{f_{en}})} \\ \dot{m}_{\text{água}} &= \frac{2056 kW}{\left(4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K} \right) \cdot (25^\circ C - 15^\circ C)} \rightarrow \dot{m}_{\text{água}} \cong 49,19 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

Encontramos a vazão solicitada pelo exercício (aproximadamente 50 kg/s). Caso necessário, poderíamos calcular também a vazão de vapor utilizando a definição da conservação de energia: o calor latente que sai do vapor deve ser equivalente ao calor sensível adicionado à água de refrigeração. Assim, temos que:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m} \cdot L \rightarrow \dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{Q}}{L} \\ \dot{m}_{\text{vapor}} &= \frac{2056 kW}{2256 \frac{kJ}{kg}} \rightarrow \dot{m}_{\text{vapor}} \cong 0,911 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

3. O parâmetro solicitado pelo exercício é o coeficiente global de transferência de calor do radiador com base na superfície interna dos tubos (U_i). Além disso, como o escoamento não é perfeitamente em contracorrente, utiliza-se um fator de correção já fornecido. Com isso, para calcular U_i , devemos usar a equação:

$$\dot{Q} = U_i \cdot A_i \cdot F \cdot MLDT$$

Em que a área de troca térmica A_i é calculada com base no diâmetro interno dos tubos. Como são 35 tubos cilíndricos, esta área pode ser calculada como:

$$A_i = n \cdot \pi \cdot D_i \cdot L = 35 \cdot \pi \cdot (0,005 \text{ m}) \cdot (0,70 \text{ m})$$

$$A_i \cong 0,385 \text{ m}^2$$

Como conhecemos as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos, o cálculo de MLDT é imediato:

$$\theta_1 = T_{q_{en}} - T_{f_{sai}} = 85^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C} \rightarrow \theta_1 = 40^\circ\text{C}$$

$$\theta_2 = T_{q_{sai}} - T_{f_{en}} = 60^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C} \rightarrow \theta_2 = 35^\circ\text{C}$$

$$MLDT = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{40^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}}{\ln \frac{40}{35}} \rightarrow MLDT \cong 37,44^\circ\text{C}$$

Resta apenas determinar a taxa de transferência de calor. Para fazer isso, como conhecemos a vazão mássica de água e o seu calor específico, é razoável afirmar que o calor trocado deve ser igual ao calor removido da água, fazendo:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot (T_{q_{ent}} - T_{q_{sai}}) = \left(0,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \cdot \left(4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}\right) \cdot (85^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q} = 52,25 \text{ kW} = 52250 \text{ W}$$

Enfim, basta retornar à primeira equação para verificar U_i :

$$U_i = \frac{\dot{Q}}{A_i \cdot F \cdot MLDT} = \frac{52250 \text{ W}}{(0,385 \text{ m}^2) \cdot 0,95 \cdot 37,44^\circ\text{C}}$$

$$U_i \cong 3816,72 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

